

тинчастих пружин, за параметром демпфуючої здатності, є поява муфти із S-подібною установкою пластин, та муфти з гільзовими пластинами фірми "Ренк", які, за рахунок збільшення поверхні тертя та відносних рухів пластин в кількох напрямках, характеризуються більшою демпфуючою здатністю.

Комплексний аналіз конструкцій муфт, що охоплює 648 конструкцій, на базі системного методу морфологічного аналізу, проведений вперше. Реальність з них 171 конструкції також показана вперше. Настільки велика кількість технічних рішень не може бути досягнута жодним конструктором, при цьому виключається пропуск будь-якого з варіантів.

Виконаний огляд та аналіз відомих конструкцій показав, що еволюція рухомих пружно-компенсуючих муфт з металевими пружними елементами, відбувається за законом прогресивної еволюції техніки в напрямку збільшення енергомісткості, компенсуючої та демпфуючої здатності, за рахунок розвитку конструкції, форм та установок (розташування) пружних елементів.

З виконаного, за допомогою морфологічного аналізу, прогнозування розвитку муфт, очевидно, що існуючі конструкції, форми та установки пружних елементів досягли, у своїй більшості, глобального екстремуму, тому прогнозується, що подальший розвиток муфт з металевими пружними елементами, у відповідності до закону прогресивної еволюції техніки, йтиме за рахунок реалізації нового принципу дії, що потребуватиме в майбутньому нових технічних рішень.

Таким чином, виконана робота, за рахунок створення цього прогнозу, дозволяє спростити пошук нових шляхів удосконалення рухомих пружно-компенсуючих муфт з металевими пружними елементами, що веде до економії часу, людських та матеріальних ресурсів.

Список літератури: 1. Детали машин / Андрієнко Л.А., Байков Б.А., Ганулич І.К. и др. / Под ред. О.А. Ряховского. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 544с. 2. Павлице В.Т. Основы конструирования та розрахунок деталей машин. – Львів.: Афіша, 2003. – 560с. 3. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин. – М.: Высшая школа, 2008. – 408с. 4. Прогнозування розвитку технічних систем / Кузнецов Ю.М., Скляр Р.А. / Під заг. ред. Ю.М. Кузнецова. – К.: ТОВ "ЗМОК" – ПП "ГНОЗИС", 2004. – 323с. 5. Настасенко В.А. Морфологический анализ – метод синтеза тысяч изобретений. – К.: Техніка, 1994. – 44с. 6. Половинкин А.И. Основы инженерного творчества. – М.: Машиностроение, 1988. – 368с. 7. Андрейчиков А.В., Андрейчикова О.Н. Компьютерная поддержка изобретательства (методы, системы, примеры применения). – М.: Машиностроение, 1998. – 476с. 8. Справочник по муфтам / Ряховский О.А., Иванов С.С. / Под ред. О.А. Ряховского. – Л.: Политехника, 1991. – 384с. 9. Пат.43160 Україна, МКИ F16D 3/72. Пружно-компенсуюча муфта: Р.В. Комар. – №2001031831; Заявлено 20.03.2001; Опубліковано 15.11.2001, Бюл. №10. – 2с. 10. Пат. 45617 Україна, МКИ F16D 3/72. Еластична муфта: Р.В. Комар., І.Б. Гевко – №2001042847; Заявлено 25.04.2001; Опубліковано 15.04.2002, Бюл. №4. – 2с. 11. Пат.45618 Україна, МКИ F16D 3/72. Пружно-компенсуюча муфта: Р.В. Комар, І.Б. Гевко, Б.Б. Гладиш, Р.Я. Леуш – №2001042848; Заявлено 25.04.2001; Опубліковано 15.04.2002, Бюл. №4. – 3с. 12. Упругая муфта: А.с.567867 СССР; МКИ F16D 3/56 / С.Л. Панов, Н.Ф. Киркач, В.С. Гапонов (СССР). – №2150647/27; Заявлено 01.07.75; Опубліковано 05.08.77, Бюл. №29. – 3с. 13. Упругая муфта: А.с.569770 СССР; МКИ F16D 3/56 / В.С. Гапонов, Н.Ф. Киркач, Л.В. Курмаз, С.Л. Панов (СССР). – №2117630/08; Заявлено 27.03.75; Опубліковано 25.08.77, Бюл. №31. – 2с. 14. Поляков В.С., Барбаши И.Д. Муфты. – Л.: Машиностроение, 1973. – 336с. 15. Упругая муфта: А.с.333318 СССР; МКИ F16D 3/66 / Ю.В. Можжаев (СССР). – №1364416/25-27; Заявлено 20.08.69; Опубліковано 21.03.72, Бюл. №11. – 2с. 16. Упругая муфта: А.с.318749 СССР; МКИ F16D 3/58 / Ю.В. Можжаев (СССР). – №1493705/25-

27; Заявлено 30.11.70; Опубліковано 28.10.71, Бюл. №32. – 2с. 17. Упругая компенсационная муфта: А.с.1286850 СССР; МКИ F16D 3/74 / В.А. Дрян, Е.А. Кретиин, А.Б. Жуков, А.А. Ковальский (СССР). – №3955459/25-27; Заявлено 23.09.85; Опубліковано 05.08.77, Бюл. №4. – 2с. 18. Упругая муфта: А.с.1383028 СССР; МКИ F16D 3/56 / В.И. Лачугин, Г.Е. Филиппова (СССР). – №4021865/27; Заявлено 06.01.86; Опубліковано 23.03.88, Бюл. №11. – 3с. 19. Упругая муфта: А.с.706600 СССР; МКИ F16D 3/52 / В.А. Пестряков, А.М. Филатов, В.В. Точилкин (СССР). – №2595383/25-27; Заявлено 27.03.78; Опубліковано 30.12.79, Бюл. №48. – 2с. 20. Упругая муфта: А.с.720224 СССР; МКИ F16D 3/58 / Н.В. Василенко, П.М. Тривайло (СССР). – №2586484/25-27; Заявлено 02.03.78; Опубліковано 05.03.80, Бюл. №9. – 3с. 21. Пат.18516 Україна, МКИ F16D 3/50, 3/60. Пластинчаста муфта: П.П. Костенко, В.М. Бакуров, М.Г. Гірченко, О.Т. Ткаченко. – №4924975/SU; Заявлено 03.04.91; Опубліковано 25.12.97, Бюл. №6. – 4с. 22. Пат.49964 Україна, МКИ F16D 3/78 Муфта: В.С. Марцинковський, В.Г. Гриценко. – №200020865; Заявлено 16.02.2000; Опубліковано 15.10.2002, Бюл. №10. – 2с. 23. Пат.66248 Україна, МКИ F16D 3/78 Пружна муфта: І.С. Скуба. – №2003098277; Заявлено 08.09.2003; Опубліковано 15.04.2004, Бюл. №4. – 3с. 24. Упругая муфта: А.с.969997 СССР; МКИ F16D 3/56 / Д.Н. Решетов, О.А. Ряховский, С.С. Иванов, К.А. Ходжаев (СССР). – №2807772/25-27; Заявлено 18.07.79; Опубліковано 30.10.82, Бюл.№40. – 3с. 25. Упругая муфта: А.с.1254220 СССР; МКИ F 16 D 3/74 / Н.А. Емельянов (СССР). – №3727103/25-27; Заявлено 11.04.84; Опубліковано 30.08.86, Бюл. №32. – 2с. 25. Попов О.П., Асланов Г.В., Садиков В.А., Лисов В.Т., Шмирін Ю.П. Инженерный метод розрахунку пружних муфт // Детали машин. – 1970. – Вип.11. – С.36–43.

Надійшла до редколегії 15.03.10

УДК 621.01(833)

Х.С. САМИДОВ, д.т.н., проф., зав. кафедрой АзАСУ, г. Баку, Азербайджан

ОПТИМИЗАЦИЯ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ МАШИН И ЕЁ ФИЗИЧЕСКАЯ РЕАЛИЗУЕМОСТЬ

Розроблена й реалізована методика оптимізації динамічних процесів і проектування електро-механічних систем машин.

Developed and implemented a technique for optimization of dynamic processes and design of electro-mechanical systems of machines.

Актуальность проблемы: Проблема оптимизации переходных процессов машин в настоящее время является предметом интенсивных теоретических и экспериментальных исследований. Поэтому разработка и реализация комплексных методов оптимизации динамических процессов электромеханических систем машин является актуальной проблемой и отвечает дальнейшему прогрессу современного машиностроения.

Анализ литературы. Существует довольно много научных трудов, посвященных методам оптимизации динамических процессов и оптимизации конструкций машин [1, 2, 3, 4, 5]. В оптимизации большую роль играют распространение пакетов программ. Такой пакет состоит из программ нескольких мето-

дов оптимизации, каждый из которых приспособлен к некоторому классу задач.

Большинство машин современной техники зачастую работают в интенсивно динамических режимах. Поэтому, при решении задач оптимального проектирования, совершенные машины должны рассматриваться как колебательные системы, характеризующиеся сильным воздействием с источником энергии и технологической нагрузкой.

Цель статьи. Разработка и реализация научно обоснованных мероприятий для оптимизации переходных процессов и оптимального проектирования электромеханического привода машин, позволяющие получить виброустойчивые машины с минимальными динамическими нагрузками и металлоемкостью.

Раздел основного материала. Пусть электромеханическая система, состоящая из четырехступенчатого редуктора (рисунок 1) по методике, представленной в работах [1, 2, 5] упрощена и приведена к трехмассовой динамической модели (рисунок 2). Дифференциальные уравнения движения динамической модели в обобщенных координатах моментов сил упругости запишутся так [2]

$$\left. \begin{aligned} BT\ddot{M}_1 + B\dot{M}_1 + M_1 - \frac{\beta_{12}\dot{M}_{12}}{c_{12}} &= 0; \\ \ddot{M}_{12} + b_{12}^2 M_{12} - \frac{c_{12}}{J_1} M_1 - \frac{c_{12}}{J_2} M_{23} + \frac{\beta_{12}b_{12}^2}{c_{12}} \dot{M}_{12} - \frac{c_{12}\beta_{23}M_{23}}{c_{23}J_2} &= \frac{c_{12}}{J_2} M(t); \\ \ddot{M}_{23} + b_{23}^2 M_{23} - \frac{c_{23}}{J_2} M_{12} + \frac{\beta_{23}b_{23}^2}{c_{23}} \dot{M}_{23} - \frac{c_{23}\beta_{12}}{c_{23}J_2} \dot{M}_{12} &= \frac{c_{23}}{J_3} M_3(t) - \frac{c_{23}}{J_2} M_2(t), \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где $b_{i,i+1}^2 = c_{i,i+1}(J_i + J_{i+1})/J_i J_{i+1}$; $i=1,2,3$ – цикловые частоты собственных колебаний парциальных систем; $J_1, c_{i,i+1}, M_{i,i+1}, M_i$ – соответственно величины моментов инерции масс, жесткостей, моментов сил упругости и внешних моментов; $B = J_1 / \beta_9$ – электромагнитная постоянная системы; $T = 1 / \omega_9 S_k = 1 / S_k p \omega_9$ – электромагнитная постоянная времени; $\beta_9 = 1 / \lambda \omega_0 = T c_9$ – коэффициент крутизны статической характеристики двигателя; c_9 – жесткость связи электродвигателя. В случае, если динамическая модель электромеханической системы имеет n степеней свободы $B = (J_1 + J_2 + \dots + J_n / \beta_9)$; $N = J_1 / (J_1 + J_2 + \dots + J_n)$.

В дальнейшем, при исследовании динамических процессов и оптимизации конструкций машин, по методике, представленной в работах автора настоящей работы [2, 4] приводятся уравнений системы (1) к одному дифференциальному уравнению шестого порядка относительно переменных M_1, M_{12} и M_{23} . С целью незагромождения статьи, запишем выражения только относительно переменной M_{12} :

$$\begin{aligned} M_{12}^{VI} + a_0 M_{12}^V + a_1 M_{12}^{IV} + a_2 M_{12}^{III} + a_3 M_{12}^{II} + a_4 M_{12} + a_5 M_{12} &= \\ = \frac{c_{12}}{J_2} M_2^{IV}(t) + \left[\frac{(J_2 + J_3)\beta_{23}c_{12} - \beta_{23}J_3c_{12}}{J_2^2 J_3} + \frac{c_{12}}{TJ_2} \right] M_2^{III}(t) + \\ + \left[\frac{c_{12}b_{23}^2}{J_2} + \frac{c_{12}c_{23}}{J_2^2} + \frac{(J_2 + J_3)c_{12}\beta_{23}}{TJ_2^2 J_3} - \frac{c_{12}\beta_{23}}{TJ_2^2} + \frac{\beta_9 c_{12}}{TJ_1 J_2} \right] \times \\ \times M_2^{II}(t) + \left[\frac{c_{12}b_{23}^2}{TJ_2} + \frac{c_{12}c_{23}}{TJ_2^2} + \frac{(J_2 + J_3)c_{12}\beta_{23}\beta_9}{TJ_1 J_2^2 J_3} - \frac{\beta_9 \beta_{23}c_{12}}{TJ_2^2 J_1} \right] \times \\ \times M_2^I(t) + \left(b_{23}^2 \frac{c_{12}\beta_9}{TJ_1 J_2} - \frac{c_{12}c_{23}\beta_9}{TJ_1 J_2^2} \right) M_2(t) + \frac{c_{12}\beta_{23}}{J_2 J_3} M_3^{III}(t) + \left(\frac{c_{12}c_{23}}{J_2 J_3} - \frac{c_{12}\beta_{23}}{TJ_2 J_3} \right) M_3^{II}(t) + \\ + \left(\frac{c_{12}c_{23}}{TJ_2 J_3} - \frac{c_{12}\beta_{23}\beta_9}{TJ_1 J_2 J_3} \right) M_3^I(t) + \frac{c_{12}\beta_{23}\beta_9}{TJ_1 J_2 J_3} M_3(t). \end{aligned} \quad (2)$$

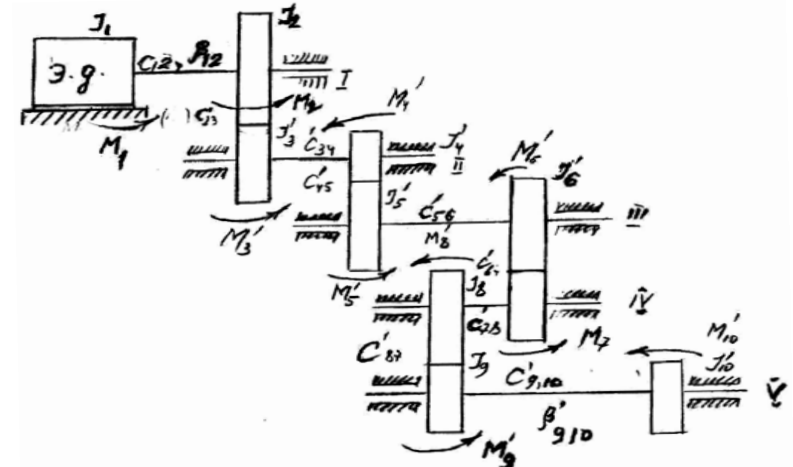


Рисунок 1

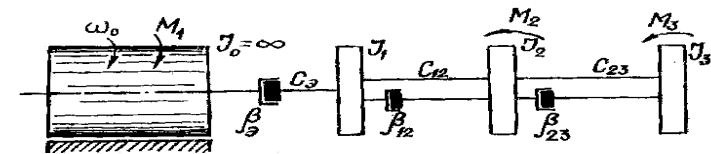


Рисунок 2

Как известно, при выявлении наибольших значений упругих сил машин, развиваемых в звеньях, затуханием колебаний пренебрегают. Поэтому, в

дальнейшем из дифференциального уравнения (2) отбрасываем затухающую часть. Тогда это уравнение не будут содержать нечетные производные и при замене аргумента $t = \tau\sqrt{a_1}$ приводятся к виду [4]:

$$M_{i,i+1}^{VI} + M_{i,i+1}^{IV} + c_1 M_{i,i+1}^{IV} + c_2 M_{i,i+1}^{II} = \frac{1}{a_1^2} Q_1\left(\frac{\tau}{\sqrt{a_1}}\right), \quad i=0,1,2, \quad (3)$$

где

$$\begin{aligned} c_1 &= \frac{a_3}{a_1^2}; \quad c_2 = \frac{a_5}{a_1^3}; \quad a_1 = \frac{1}{BTN} + b_{12}^2 + b_{23}^2; \quad a_3 = b_{12}^2 b_{23}^2 - \frac{c_{12} c_{23}}{J_2^2} + \frac{b_{12}^2 + b_{23}^2}{BTN} - \frac{c_{12}}{BTNJ_1}; \\ a_5 &= \frac{b_{12}^2 b_{23}^2}{BTN} - \frac{c_{12} c_{23}}{BTNJ_2^2} - \frac{c_{12} b_{23}^2}{BTNJ_1}; \quad BTN = \frac{J_1 T}{\beta_9}; \quad b_{12}^2 = \frac{c_{12}(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}; \quad b_{23}^2 = \frac{c_{23}(J_2 + J_3)}{J_2 J_3}; \\ Q_1(t) &= \frac{\beta_9 c_{12}}{TJ_1 J_2} M_2^{II}(t) + \frac{\beta_9 c_{12}}{TJ_1 J_2} \left(b_{23}^2 - \frac{c_{23}}{J_2} \right) M_2(t) + \frac{\beta_9 c_{12} c_{23}}{TJ_1 J_2 J_3} M_3(t); \\ Q_2(t) &= \frac{c_{12}}{J_1} M_2^{IV}(t) + \frac{c_{12}}{J_2} \left(b_{23}^2 - \frac{c_{23}}{J_2} + \frac{\beta_9}{TJ_1} \right) M_2^{II}(t) + \\ &+ \frac{c_{12} \beta_9}{TJ_1 J_2} \left(b_{23}^2 - \frac{c_{23}}{J_2} \right) M_2(t) + \frac{c_{12} c_{23}}{J_2 J_3} M_3^{II}(t) + \frac{c_{12} c_{23} \beta_9}{TJ_1 J_2 J_3} M_3(t); \\ Q_3(t) &= -\frac{c_{23}}{J_2} M_2^{IV}(t) - \frac{c_{23}}{J_2} \left(b_{12}^2 - \frac{c_{12}}{J_2} + \frac{\beta_9}{TJ_1} \right) M_2^{II}(t) + \frac{c_{23}}{J_3} \left(b_{12}^2 + \frac{\beta_9}{TJ_1} \right) M_3^{II}(t) + \\ &+ \frac{c_{23}}{J_3} M_3^{IV}(t) + \frac{\beta_9 c_{23}}{TJ_1 J_3} \left(b_{12}^2 - \frac{c_{12}}{J_1} \right) M_3(t). \end{aligned} \quad (4)$$

Обобщенные безразмерные параметры c_1 и c_2 рассматриваемой системы равны:

$$c_1 = \frac{a_3}{a_1^2} = \frac{TJ_1^2 J_2^2 b_{12}^2 b_{23}^2 - TJ_1^2 c_{12} c_{23} + J_1 J_2^2 \beta_9 (b_{12}^2 + b_{23}^2) - J_2^2 c_{12} \beta_9}{TJ_1^2 J_2^2 (b_{12}^2 + b_{23}^2 + \beta_9 / TJ_1)^2}; \quad (5)$$

$$c_2 = \frac{a_5}{a_1^3} = \frac{J_1 J_2^2 b_{12}^2 b_{23}^2 \beta_9 - J_1 c_{12} c_{23} \beta_9 + J_2^2 \beta_9 c_{12} b_{23}^2}{TJ_1^2 J_2^2 (b_{12}^2 + b_{23}^2 + \beta_9 / TJ_1)^3}. \quad (6)$$

Общее решение уравнения (3) зависит от значения обобщенных параметров c_i и характера функций $Q_i(\tau/\sqrt{a_1})$.

Переход к обобщенным безразмерным параметрам значительно упрощает оптимизацию переходных процессов [1, 2, 3, 4]. Максимальные значения интервала изменения численных значений обобщенных параметров ограничены диапазоном

$$0 < c_{i\max} < \frac{n-1}{2n} (i=1,2,\dots,n-1), \quad (7)$$

где n – число степеней свободы динамической модели машины.

Если, $n = 2$, т.е. в случае дифференциального уравнения четвертого порядка, максимальное значение $C_{1\max} = \frac{2-1}{2 \cdot 2} = \frac{1}{4} = 0,25$, при $n=3$, $C_{1\max} = \frac{3-1}{2 \cdot 3} = \frac{2}{6} = 0,33$, при $n = 4$, $C_{1\max} = \frac{3}{8} = 0,375$.

Значения обобщенных параметров также зависят от коэффициентов дифференциальных уравнений, a_i которые определяются упругомассовыми параметрами динамической модели (см. формулы 3, 5, 6).

Например, для трехмассовых крутильных динамических моделей механических систем a_1 и a_3 выражаются формулами [2]

$$a_1 = c_{12} \frac{J_1 + J_2}{2} + c_{23} \frac{J_2 + J_3}{2}; \quad a_3 = c_{12} c_{23} \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1 J_2 J_3}. \quad (8)$$

Для трехмассовых замкнутых механических систем

$$a_1 = c_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} + c_{13} \frac{J_1 + J_3}{J_1 J_3} + c_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_2 J_3}; \quad (9)$$

$$a_3 = \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1 J_2 J_3} (c_{12} c_{23} + c_{13} c_{23} + c_{12} c_{13}). \quad (10)$$

Подробный анализ решения задач оптимизации переходных процессов механических и электротехнических систем с двумя, тремя и более степенями свободы при различных законах приложения внешних сил к исполнительному звену дал возможность установить интервал допустимых значений изменения обобщенных безразмерных параметров [1, 5]

$$0,05 \leq c_i \leq 0,15. \quad (11)$$

Раскрывая значения обобщенного параметра, применительно к динамическим моделям с разными степенями свободы получим следующие условия оптимальности по коэффициенту динамичности в виде:

Для двухмассовых заземленных динамических моделей механических систем

$$0,05 \leq \frac{c_{12} c_{23}}{J_1 J_2 \left(\frac{c_{12}}{J_1} + \frac{c_{12}}{J_2} + \frac{c_{23}}{J_2} \right)^2} \leq 0,15. \quad (12)$$

Для трехмассовых крутильных динамических моделей рядных механических систем

$$0,05 \leq \frac{c_{12}c_{23}(J_1 + J_2 + J_3)}{J_1J_2J_3 \left(c_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1J_2} + c_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_2J_3} \right)^2} \leq 0,15. \quad (13)$$

Для трехмассовых крутильных динамических моделей замкнутых механических систем

$$0,05 \leq \frac{J_1J_2J_3(J_1 + J_2 + J_3)(c_{12}c_{23} + c_{13}c_{23} + c_{12}c_{13})}{[c_{12}J_1(J_1 + J_2) + c_{13}J_2(J_1 + J_3) + c_{23}J_1(J_2 + J_3)]^2} \leq 0,15. \quad (14)$$

Для двухмассовых динамических моделей электромеханических систем

$$0,05 \leq \frac{c_{12}BTn}{J_2 \left(1 + BTn'c_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1J_2} \right)^2} \leq 0,15. \quad (15)$$

где B – электромеханическая постоянная электродвигателя; T – электромагнитная постоянная электродвигателя; $n' = J_1 / (J_1 + J_2)$.

Авторами монографий [1, 2] доказано, что для обеспечения минимальной динамической нагруженности трехмассовых заземленных и четырехмассовых крутильных механических систем их конструктивные параметры должны удовлетворять следующим ограничениям:

$$\left. \begin{aligned} 0,1 = c_1 &\leq \frac{c_{12}c_{23} \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1J_2J_3} + c_{12}c_{34} \frac{J_1 + J_2}{J_1J_2} + \frac{c_{23}c_{34}}{J_2J_3}}{\left(c_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1J_2} + \frac{c_{34}}{J_3} \frac{J_1 + J_2}{J_1J_2} + c_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_2J_3} \right)^2} \leq 0,25; \\ 0,1 = c_2 &\leq \frac{c_{12}c_{23}c_{34}}{J_1J_2J_3 \left(c_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1J_2} + \frac{c_{34}}{J_3} + c_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_2J_3} \right)^3} \leq 0,03. \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

$$\left. \begin{aligned} 0,1 &\leq \frac{c_{12}c_{23} \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1J_2J_3} + c_{23}c_{34} \frac{J_2 + J_3 + J_4}{J_2J_3J_4} + c_{12}c_{34}J_1J_2 + J_2J_3 + J_1J_3 + J_3J_4}{\left(c_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1J_2} + c_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_2J_3} + c_{34} \frac{J_3 + J_4}{J_3J_4} \right)^2} \leq 0,25; \\ 0,1 = c_2 &\leq \frac{c_{12}c_{23}c_{34}}{J_1J_2J_3J_4 \left(c_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1J_2} + c_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_2J_3} + c_{34} \frac{J_3 + J_4}{J_3J_4} \right)^3} \leq 0,03. \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Согласно выражениям (17), максимальное значение обобщенного параметра c_1 для динамических моделей с тремя свободами равно $c_{1\max} = 1/3 = 0,33$, а предельное значение параметра c_2 , как видно из формулы (16), $c_{2\max} = 0,33$.

Таким образом, для динамических моделей машин с тремя степенями свободы, верхний предел обобщенных параметров c_1 и c_2 определится интервалами

$$c_1 = 0,33 \div 1/3; \quad c_2 = 0,03 \div 1/27. \quad (18)$$

Следовательно, для динамических моделей машин с четырьмя степенями свободы обобщенные параметры c_1, c_2, c_3 определяются интервалами:

$$c_1 = 0,3 \div 0,375; \quad c_2 = 0,010 \div 1/16; \quad c_3 = 0,008 \div 1/256. \quad (19)$$

Анализ результатов оптимизации приводов машин по обобщенным безразмерным параметрам. На рисунке 3 представлены динамические модели многочисленных механических и электромеханических систем машин с двумя, тремя и четырьмя степенями свободы с соотношением масс (моментов инерции) и жесткостей, равными единице. Надо отметить, что, независимо от численного и относительного значения масс и жесткостей, в таких динамических моделях машин всегда будет реализовываться идентичный переходной процесс. Одинаковыми будут и значения обобщенных параметров c_i . Так, для динамической модели, показанной на рисунке 3,к единичными значениями параметров

$$c_{12} = c_{23} = 1 \text{ и } J_1 = J_2 = J_3 = 1; \\ c_1 = \frac{c_{12}c_{23}(J_1 + J_2 + J_3)}{J_1J_2J_3 \left(c_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1J_2} + c_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_2J_3} \right)^2} = \frac{1 \cdot 1(1+1+1)}{1 \cdot 1 \cdot 1 \left(1 \frac{1+1}{1 \cdot 1} + 1 \frac{1+1}{1 \cdot 1} \right)^2} \approx 0,187. \quad (20)$$

Со значениями параметров $c_{12} = c_{23} = 10^7$ Нм/рад, $J_1 = J_2 = J_3 = 10^4$ Нмс²

$$c_1 = \frac{10^7 \cdot 10^7(1+1+1) \cdot 10^4}{10^4 \cdot 10^4 \cdot 10^4 \left(10^7 \frac{10^4 + 10^4}{10^4 \cdot 10^4} + 10^7 \frac{10^4 + 10^4}{10^4 \cdot 10^4} \right)^2} \approx \frac{3}{16} \approx 0,187. \quad (21)$$

Анализируем динамические модели машин, показанные на рисунке 3,б и 3,в с точки зрения их динамичности. Эти динамические модели относятся к симметричным схемам с одинаковыми жесткостями. В варианте рисунок 3,б средняя масса на порядок меньше каждой из концевых, а в варианте рисунок 3,в – наоборот, средняя масса на порядок больше каждой из концевых.

Как видно из таблицы 1, вариант 4, значение обобщенного параметра для

динамической модели (рисунок 3,в) равно 0,248, т.е. близко к предельному значению границы обобщенного параметра $c_1 = 0,25$. В такой динамической модели развивается биение колебаний с высокими амплитудами. В динамической модели (рисунок 3,в), как видно из таблицы 1, вариант 12, $c_1 = 0,043$, что выходит за пределы нижней границы интервала оптимальных значений обобщенного параметра. Исходя из сказанного, можно сделать важный практический вывод о том, что симметричные динамические модели с большим соотношением масс (порядка 7-10 и выше) являются крайне неблагоприятными и их применение в машинах с высоким уровнем нагруженности недопустимо.

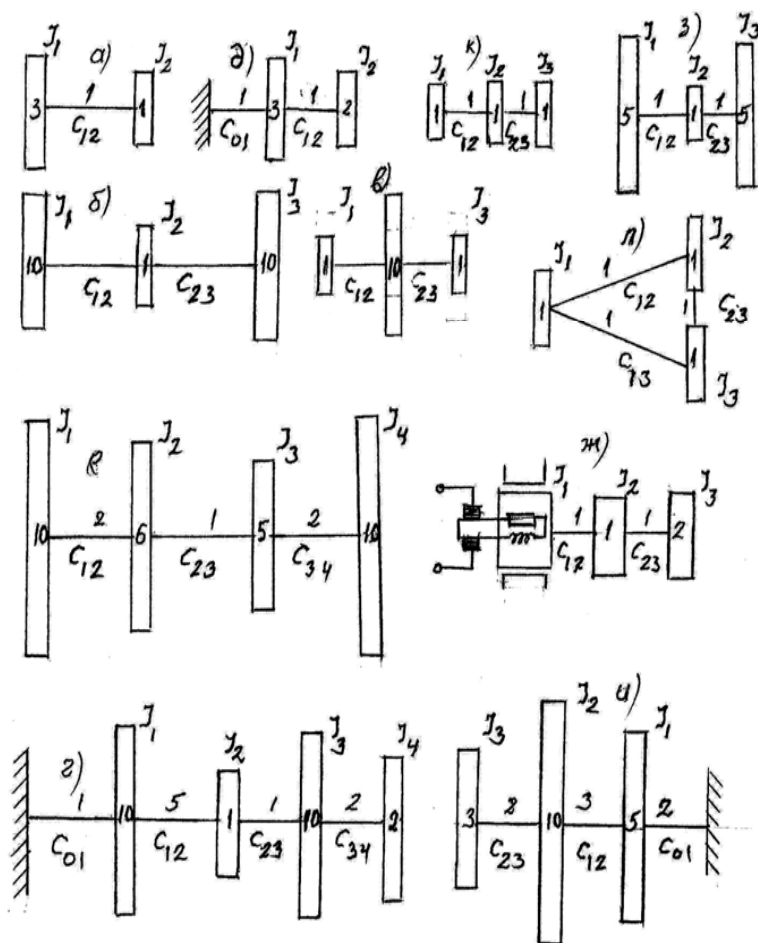


Рисунок 3 – Варианты размещения масс в динамической модели с двумя, тремя и четырьмя степенями свободы

Следует отметить, что схема расположения масс (моментов инерции) по схеме (рисунок 3,в) является оптимальной для вибрационных машин, так как обеспечивает устойчивые колебания с высокими амплитудами.

С уменьшением соотношения масс (моментов инерции) до 3-5 (рисунок 3) значение обобщенного параметра $c_1 = 0,110$ (таблица 1, вариант 10), динамические свойства динамической модели системы улучшаются, и машина становится оптимальной.

Судя по значениям обобщенных параметров динамических моделей с тремя степенями свободы, как видно из таблицы 1, наилучшим, с точки зрения снижения динамической нагруженности, следует считать варианты 4, 8, 12, 16, 20. Однако, практическая реализация динамических моделей, подобных вариантам 8, 12, 19, 20, требующих чрезмерного увеличения масс системы, неэкономична. Ни один конструктор не пойдет на многократное увеличение массы ради снижения динамичности системы. Здесь предпочтение следует отдать изменению жесткостных параметров, эффект воздействия которых, на динамичность машин, значительно выше по сравнению с влиянием вариации масс.

Таблица 1 – Значения обобщенных параметров для различных вариантов исполнения трехмассовых динамических моделей

Вариант	Безразмерный параметр					Обобщенный параметр, c_1
	J_1	J_2	J_3	c_{12}	c_{23}	
1	1	1	1	1	1	0,187
2	1	2	1	1	1	0,221
3	1	5	1	1	1	0,243
4	1	10	1	1	1	0,248
5	5	1	1	1	1	0,135
6	2	1	1	1	1	0,164
7	3	1	1	1	1	0,150
8	10	1	1	1	1	0,125
9	2	1	2	1	1	0,140
10	3	1	3	1	1	0,110
11	5	1	5	1	1	0,076
12	10	1	10	1	1	0,043
13	1	1	1	2	1	0,090
14	1	1	1	3	1	0,062
15	1	1	1	2	2	0,187
16	1	1	1	5	5	0,187
17	2	1	1	2	1	0,040
18	2	1	1	2	2	0,163
19	1	10	2	2	1	0,222
20	1	10	1	5	1	0,135

Сравнивая варианты 6 и 17 (таблица 2) видим, что, увеличение в последнем жесткость в 2 раза, значительно снижает значение обобщенного параметра c_1 , переводя его из неоптимальной области (в варианте 6 $c_1 = 0,164$, а в варианте 17 $c_1 = 0,040$) в оптимальную. Для достижения той же цели вари-

циями масс, пришлось бы значения двух концевых масс увеличить в 10 раз, как в варианте 8, где $c_1 = 0,043$, что невыгодно реализовать.

Расчет показывает, что, с целью получения оптимального значения параметра c_1 в варианте 6, необходимо лишь на 15% увеличить соотношение жесткостей. Для этого достаточно на 5% увеличить диаметр одного из водопроводов, или на 15% сократить его длину.

В таблице 2 также даны значения обобщенных параметров $c_i (i = 1, 2)$ для различных вариантов исполнения четырехмассовых динамических моделей. В вариантах 2, 13, 20 возможны биения колебаний, так как в этих вариантах значения $c_1 = 0,250; 0,268; 0,275$ близки к предельному значению границы ($c_1 = 0,250$).

Таблица 2 – Значения обобщенных параметров для различных вариантов исполнения четырехмассовых динамических моделей

Вариант	Безразмерный параметр							Обобщенный параметр	
	J_1	J_2	J_3	J_4	c_{12}	c_{23}	c_{32}	c_1	c_2
1	1	10	1	1	1	1	1	0,260	0,015
2	1	1	1	1	1	1	1	0,277	0,018
3	1	10	1	-	1	1	-	0,280	-
4	10	1	1	1	1	1	1	0,250	0,010
5	10	10	1	1	1	1	1	0,240	0,006
6	2	1	1	1	1	1	1	0,164	0,002
7	1	1	1	1	10	1	1	0,120	0,003
8	10	1	10	-	1	1	-	0,043	-
9	1	1	1	1	1	3	1	0,220	0,012
10	5	1	1	5	1	1	1	0,180	0,006
11	1	1	1	1	5	1	1	0,190	0,007
12	1	10	10	1	5	1	1	0,145	0,004
13	1	10	10	1	5	1	5	0,268	0,007
14	1	1	1	1	1	3	1	0,240	0,12
15	1	10	1	5	1	1	1	0,135	0,003
16	1	10	10	1	2	1	1	0,260	0,010
17	2	1	1	-	2	1	-	0,04	-
18	1	5	1	3	1	2	1	0,082	0,002
19	1	1	1	1	1	10	1	0,110	0,003
20	1	10	10	1	2	1	2	0,275	0,009

Увеличение соотношения жесткостей (варианты 14 и 19) переводит машину в область оптимальных обобщенных параметров, увеличение значения концевых масс (вариант 8) также улучшает динамические свойства машин.

В качестве примера приведем один пример, имеющий иллюстративный характер. В результате машинного решения уравнения движения трехмассовой динамической модели главного привода станка ЧПУ 16K20T1 и 1M63БФ30C1 с ОСУ (оперативной системой управления) на рисунке 4 и рисунке 5 построены кривые изменения упругих моментов M_{12} и M_{23} до и после оптимизации конструкции.

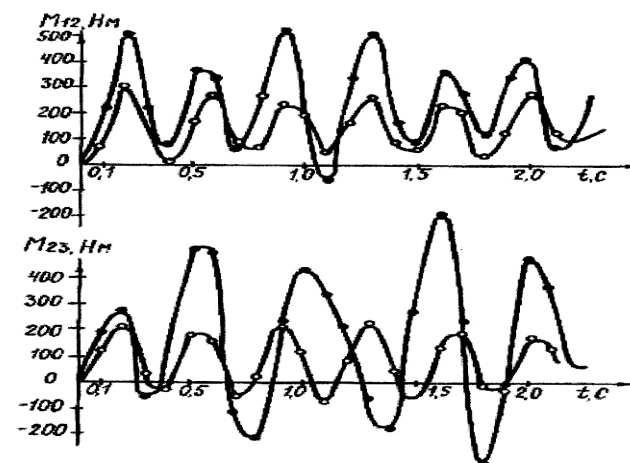


Рисунок 4 – Графики изменения моментов сил упругости главного привода станка с ЧПУ 16K20T1: —●— до оптимизации; —○— после оптимизации

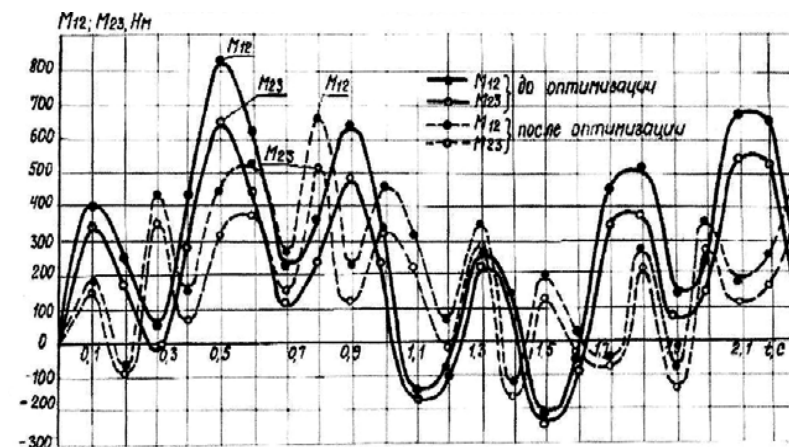


Рисунок 5 – Графики изменения моментов сил упругости главного привода станка 1M63БФ30C1 с ОСУ до и после оптимизации

В результате решения задачи оптимизации удалось улучшить качество приводов рассматриваемых станков по ряду критериев: динамические нагрузки в упругой системе приводов станков 16K20T1 и 1M63БФ30C1 с ОСУ уменьшены соответственно на 20-30% и 24-30%; веса оптимальных вариантов снижены на 20-35%; упругие перемещения (деформации) понижены соответственно до 32% и 40%; уменьшение коэффициентов динамичности достигнуто до 35%.

Выводы.

1. Предложена методика оптимизации динамических процессов машин в пространстве параметров электромеханических систем, которая позволяет при помощи несложных аналитических выражений установить связь между конструктивными параметрами и динамическими характеристиками проектируемой машины.

2. Решена конкретная задача поиска оптимальных конструктивных параметров приводов металлорежущих станков, результате чего удалось уменьшить в упругих системах станка с ЧПУ 16K20T1 и станка 1M63БФ30C1 с оперативной системой значение коэффициентов динамичности соответственно на 24 и 30%.

Список литературы: 1. Адамия Р.Ш., Михайленко Ф.Ф. Оптимизация динамических нагрузок в машинах. – Тбилиси: Изд-во "Мецниереба", 1989. – 180с. 2. Самидов Х.С., Самидов Э.Х. Динамика и оптимальное конструирование машин. – Баку: Изд-во "Нурлан", 2003. – 622с. 3. Самидов Х.С., Агаев Ф.Ф. Оптимизация параметров динамической системы зубчатых передач металлорежущих станков // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". – Харків, 2007. – №21. С.239–248. 4. Самидов Х.С., Агаев Ф.Ф. Оптимизация электромеханических систем приводов машин по коэффициенту динамичности // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". – Харків, 2008. – №28. – С.70–83. 5. Самидов Х.С., Агаев Ф.Ф. Составление динамических моделей сложных зубчатых передач // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". – Харків, 2009. – №30. – С.126–145.

Поступила в редколлегию 27.04.10

УДК 621.833.24

А.В. САМОЙЛОВА, аспирант каф. ОПМ ДонНТУ, г. Донецк
В.П. ОНИЩЕНКО, д.т.н., профессор каф. ОПМ ДонНТУ

ОЦЕНКА ЖЕСТКОСТИ ЗУБЬЕВ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС С КРУГОВЫМИ ДВОЯКОВЫПУКЛО-ВОГНУТЫМИ ЗУБЬЯМИ

В статті досліджено жорсткість конічних зубчастих передач з круговими двоопукло-ввігнутими зубцями. Визначено деформацію зубців у місці їх контакту за допомогою аналізу напружено-деформованого стану зубців шестірни та колеса методом кінцевих елементів. Обчислено питому жорсткість зубців колеса та шестірни, а також питому жорсткість зубчастої пари, зубці якої знаходяться у контакті. Визначено нормальну силу в зацепленні і контактні напруження з урахуванням фаз зацеплення.

The article investigates stiffness of bevel gearings with circular biconvex-concave teeth. The deformation of teeth in the contact place was calculated with the help of the analysis of gears teeth tension-deformed state by the method of final elements. Specific stiffness of pinion and wheel teeth and also specific stiffness of the gear pair, which teeth are in contact, is calculated. Normal force in the gearing and contact stress were defined considering the engagement phases.

Актуальность задачи. В последние годы с целью повышения несущей способности зубчатых передач применяют зубчатые передачи с двояковыпукловогнутыми зубьями (ДВВ) с кривизной по длине зуба и, в частности, конические передачи [1]. Конические колеса с ДВВ зубьями выгодно отличаются от конических прямозубых колес высокой нагрузочной способностью, большей плавностью зацепления и значительным снижением шума. Преимущество конических передач с ДВВ зубьями перед коническими колесами с круговым зубом заключается в том, что они имеют разную кривизну в двух направлениях (шестерня выполняется с двояковыпуклыми, а колесо с двояковогнутыми зубьями), вследствие чего уменьшаются контактные напряжения. В отличие от колес с зацеплением Новикова, в которых торцевой коэффициент перекрытия равен нулю, колеса с ДВВ зубьями имеют торцевой коэффициент перекрытия больший единицы. Недостатком этих колес является сложность нарезания зубьев.

Опыт эксплуатации показал, что конические обкатные колеса с круговыми ДВВ зубьями внешнего зацепления имеют высокую работоспособность. Однако, если расчету жесткости зубьев цилиндрических эвольвентных передач уделяется большое внимание [2, 3, 4], то в настоящее время данные по жесткости конических передач с круговыми ДВВ зубьями отсутствуют. Для исследования динамики зубчатых колес требуется оценить степень влияния формы профиля на жесткость контакта в зоне приложения нагрузки. Следовательно, исследование жесткости зубьев конических передач с круговыми ДВВ зубьями является актуальным.

Основное содержание работы. В общем случае, на положение точки контакта зубьев в неподвижной системе координат оказывает влияние целый ряд факторов, обусловленных упругой деформацией элементов зубчатого колеса. К основным таким факторам относятся: упругая деформация зубьев (изгибная и контактная), деформация зубчатого венца (вызывающая смещение основания зуба), прогиб валов, сближение тел качения подшипников, деформация корпуса привода машины [2].

В настоящей работе рассматривалось влияние на жесткость зацепления только упругой деформации зубьев и податливости зубчатого венца. Влияние остальных факторов на положение точки контакта считалось незначительным, что, однако, не исключает дальнейшего совершенствования разработанных методов расчета путем учета этих факторов.

Исследования жесткости зубьев проводились на базе анализа зацепления зубчатой передачи угольного комбайна 2РКУ10 производства Горловского машиностроительного завода (Донецкая обл., Украина). Параметры исследуемой передачи представлены в таблице.

Для моделирования напряженно-деформированного состояния зуба методом конечных элементов в настоящей работе была использована универсальная программная система конечно-элементного анализа ANSYS12. Конечно-элементные модели зубчатых колес исследуемой передачи, полученные в этой программе, представлены на рисунке 1.